

⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑯ Offenlegungsschrift
⑯ DE 30 39 197 A 1

⑯ Int. Cl. 3:
F04B 1/04

⑯ Aktenzeichen: P 30 39 197.0-15
⑯ Anmeldetag: 17. 10. 80
⑯ Offenlegungstag: 19. 5. 82

Deutschland
Deutschland

⑯ Anmelder:
Mannesmann Rexroth GmbH, 8770 Lohr, DE

⑯ Erfinder:
Dantlgraber, Jörg, 8770 Lohr, DE; Morio, Klaus, Dipl.-Ing.,
8772 Marktheidenfeld, DE

DE 30 39 197 A 1

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑯ Hydrostatische Radialkolbenpumpe

DE 30 39 197 A 1

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Hydrostatische Radialkolbenpumpe mit einem am Exzenter der Pumpenwelle sich abstützenden Kolbenschuh, dessen Auflagefläche der Krümmung des Exzenter angepaßt ist und mit dem mit dem Zylinder zusammenarbeitenden Kolben eine Baueinheit bildet und mit einem radial zur Maschinenachse ausgerichteten und zylindrisch ausgebildeten Druckventileinsatz, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckventileinsatz (17) eine zur Richtung der Maschinenachse (A2) verlaufende hülsenförmige Verlängerung (16) aufweist, die den Zylinder bildet und der mit dem Zylinder zusammenarbeitende Kolben (13) eine sphärische Ausbildung (14) aufweist.
2. Hydrostatische Radialkolbenpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolbendichtung (40) aus elastischem Material besteht und gleichzeitig die Lauffläche des Kolbens (13, 14) bildet.
3. Hydrostatische Radialkolbenpumpe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben /^(13,14) eine in Richtung des Druckventils (17) verlaufende hülsenförmige Verlängerung (42) zur Kippwinkelbegrenzung im Zylinder aufweist.

4. Hydrostatische Radialkolbenpumpe nach Anspruch 3,
dadurch gekennzeichnet,
daß in der hülsenförmigen Verlängerung (42) das Saug-
ventil (SV, 56, 50, 51, 52) angeordnet ist.

5. Hydrostatische Radialkolbenpumpe nach Anspruch 4,
dadurch gekennzeichnet,
daß der Kolben zur Zuführung des Arbeitsmittels zum
Saugventil eine Axialbohrung (63) aufweist, die mit
einer entsprechenden Bohrung (12) im Kolbenfuß sowie
einer vom oberen zum unteren Totpunkt (T1, T2) des
Exzenter sich erstreckende Nut (58) zusammenwirkt.

6. Hydrostatische Radialkolbenpumpe nach Anspruch 5,
dadurch gekennzeichnet,
daß der Durchmesser der Axialbohrung (63) im Kolben (13,14)
der Durchtrittsbohrung (18) des Druckventils (17)
entspricht.

7. Hydrostatische Radialkolbenpumpe nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
daß der Kolbenfuß (11) mittels einer sich am Gehäuse (G)
abstützenden vorgespannten Feder (47) in Richtung des
Exzenter (E) belastet ist und die gehäuseseitige Feder-
zentrierung die den Zylinder bildende hülsenförmige Ver-
längerung (16) des Druckventileinsatzes bildet, wobei
lediglich die erste Federwindung (48) zentriert ist,
während die restlichen Windungen durch eine abgesetzte

Durchmesserverkleidung der hülsenförmigen Verlängerung in keiner Stellung des Exzentrers die hülsenförmige Verlängerung berühren.

8. Hydrostatische Radialkolbenpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolbenfuß (11) eine Bohrung (12) aufweist, die gemeinsam mit einer über den halben Umfang des Exzentrers verlaufenden Nut (58) das Saugventil bildet und über eine Axialbohrung (63) im Kolben (13, 14) mit dem Zylinderraum (62) in Verbindung steht, wobei zur Begrenzung und Festlegung der an der Lauffläche (65) des Kolbenfußes während des Arbeitshubes auftretenden Abhebkräfte eine mit Abstand um die Bohrung (12) verlaufende Nut (59, Fig. 3, 5, 6) an der Lauffläche (65) des Kolbenfußes (11) eingelassen ist, die mit einer in den Gehäuseraum (R) mündende Bohrung (60) im Kolbenfuß verbunden ist.

9. Hydrostatische Radialkolbenpumpe nach einer oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (G) und der Gehäusedeckel (D) aus Lagerwerkstoff bestehen.

- 4 -

G.L. Rexroth GmbH
16.10.1980
Akte 121.235

Hydrostatische Radialkolbenpumpe

Die Erfindung betrifft eine hydrostatische Radialkolbenpumpe nach dem Oberbegriff des Anspruches 1.

Eine solche Pumpe ist in der DE-AS 2 717 888 gezeigt.

Ein wesentliches Merkmal dieser Pumpe besteht darin, daß das Druckventil in eine entsprechende Bohrung des Pumpengehäuses eingesetzt ist und eine konvexe dem Exzenter zugeneigte Oberfläche aufweist, an der sich das eine Zylinderende des Pumpenelementes dichtend und pendelnd abstützt. Damit zwischen dem Druckventileinsatzkörper und dem Zylinder die erforderliche Dichtheit zu gewährleisten ist, sind an der Fertigung dieser miteinander zusammenwirkenden Teile besonders hohe Anforderungen zu stellen.

Die Aufgabe der Erfindung besteht deshalb darin, eine solche Radialkolbenpumpe derart zu verbessern, daß der Fertigungsaufwand für diese Teile herabzusetzen ist und zugleich für eine kompakte Bauweise der Pumpe diese Elemente nur geringen Einbauraum beanspruchen.

- 5 -

Nach der Erfindung wird dies mit den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruches 1 erzielt.

Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den Merkmalen der Unteransprüche.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung wird nachfolgend anhand der Abbildungen beschrieben.

In der Zeichnung veranschaulicht:

Figur 1 einen Schnitt quer zur Laufachse der Pumpe, und zwar im Bereich der Pumpenelemente,

Figur 2 einen Schnitt nach der Linie II-II in Figur 1, wobei das Saugventil in einer Verlängerung des Kolbens angeordnet ist,

Figur 3 einen Schnitt nach der Linie III-III in Figur 1, wobei das Saugventil von einer Nut auf der Lauffläche des Exzenterstifts in Verbindung mit einer Bohrung im Kolbenfuß gebildet ist,

Figur 4 eine vergrößerte Darstellung eines Pumpenelementes nach Figur 2,

Figur 5 eine vergrößerte Darstellung eines Pumpenelementes nach Figur 3,

Figur 6 eine Ansicht des Kolbenfußes in Richtung des Pfeiles VI in Figur 5 und

Figur 7 eine Ansicht eines Federtellers in Richtung des Pfeiles VIII in Figur 4.

17.10.80

3039197

- 6 -

Figur 1
In / bzeichnet G das Pumpengehäuse, P die Pumpenelemente, E den Exzenter und W die Welle. Die Exzenterachse ist mit A1 und die Wellenachse mit A2 bezeichnet. Die Druckräume der Pumpenelemente sind durch Gehäusekanäle K untereinander verbunden.

Die Pumpenelemente bestehen gemäß den Figuren 2 und 4 aus dem Kolbenfuß 11, der in einer Gewindebohrung 12 den Kolben 13 aufnimmt, der mit einem sphärischen Teil 14 mit der Zylinderbohrung 15 des Zylinders 16 zusammenarbeitet. Der Zylinder 16 wird von einer hülsenförmigen Verlängerung des Druckventileinsatzes 17 gebildet. Der Druckventileinsatz 17 weist eine abgesetzte Durchtrittsbohrung 18, 19 auf. Die hierbei sich ergebende Schulter 20 weist im Bereich der größeren Bohrung 19 eine umlaufende Nut 21 auf, so daß die Schulter 20 einen halsförmigen Vorsprung bildet und für den Ventilkörper 22 Ventilkörper 22 ist den Ventilsitz bildet. Der/ plattenförmig ausgebildet und von einer Druckfeder 23 geringer Kraft auf den Ventilsitz angedrückt. Die Druckfeder stützt sich mit ihrem anderen Ende an einen sternförmig ausgebildeten Federteller 24 (Fig. 7) ab. Der mittlere Teil 25 des Federtellers ist nabenförmig ausgebildet und dient gleichzeitig als Abstützfläche für den Ventilkörper 22 in dessen geöffneter Stellung. Der Federteller 24 stützt sich über einen Sprengring 26 am Druckventileinsatz 17 ab. Nach außen ist der Druckventileinsatz 17 mittels der Dichtringe 27, die in einer umlaufenden Nut 28 des Druckventileinsatzes angeordnet sind, abgedichtet.

- 7 -

BAD ORIGINAL

Die Bewegungsrichtung des Schließkörpers 22 verläuft in Richtung der Achse 29 des als Rotationskörper ausgebildeten Druckventileinsatzes und ist zur Maschinenachse A2 radial ausgerichtet. Der Druckventileinsatz stützt sich mit dem flanschartigen Fortsatz 32 an der Gehäusefläche 31 ab und wird von einer Hohlschraube 66 in seiner Lage fixiert. Der den Druckventileinsatz nachgeordnete Druckraum 33 steht über Verbindungskanäle K mit den anderen Druckräumen der betreffenden Ventileinsätze in Verbindung und ist nach Fig. 2 von einer Hohlschraube 34 nach außen begrenzt, die gleichzeitig mit ihrem Innengewinde 35 den Druckanschluß der Pumpe bildet.

Die Dichtung zwischen Zylinderbohrung 15 und dem sphärisch ausgebildeten Kolben/^{teil 14} bildet die elastische Kolbendichtung ^{teils 14} 40, die in einer umlaufenden Nut 41 des Kolben/^{teil 14} eingelassen ist. Diese Dichtung bildet gleichzeitig die Lauffläche des Kolbens. Dadurch können die Fertigungstoleranzen zwischen Kolben und Zylinderbohrung groß gehalten werden.

In Richtung des Druckventils weist der Kolben/^{teil 14} eine hülsenförmige Verlängerung 42 auf, die konisch verläuft und die Kippbewegung des Kolbens 13 und des mit diesem starr verbundenen Kolbenfußes 11 begrenzt. Dadurch wird sichergestellt, daß bei einer Kolbenklemmung infolge Verschmutzung zwischen Kolben und Zylinderbohrung ein Kippen des Kolbenfußes aus dem Eingriffsbereich des Exzentrers E wirkungsvoll unterbunden ist. Eine Zerstörung des Pumpenelementes P ist somit ausgeschlossen.

Der Kolbenfuß 11 weist eine Auflagefläche 45 für das eine Federende der Druckfeder 47 auf, die sich mit ihrem anderen Ende 48 unmittelbar am Pumpengehäuse G abstützt. Die Zentrierung der Druckfeder am Pumpengehäuse erfolgt von der hülsenförmigen Verlängerung 16 des Druckventileinsatzes 17, und zwar nur im Bereich der ersten Windung der Druckfeder 47. Die restlichen Windungen der Druckfeder kommen durch den konischen Verlauf der hülsenförmigen Verlängerung 16 mit dieser während der Schwenkbewegung des Kolbens nicht in Berührung.

Dies gilt auch im Bereich

des Kolbenfußes, da dort die Zentrierung der Druckfeder 47 nur deren erste Windung 46 erfaßt. Die Druckfeder 47, die den Kolbenfuß 11 am Exzenter E kraftschlüssig andrückt, ist somit keinen zusätzlichen Reibungsverlusten und keinem abrasiven Verschleiß unterworfen.

In der die Kippwinkelbegrenzung bildenden hülsenförmigen Verlängerung 42 sind/gleichzeitig die das Saugventil bildenden Teile angeordnet. Diese bestehen aus dem Saugventilschließkörper 50, der schwachen Andrückfeder 51 sowie dem Federteller 52, der sich an einem in einer umlaufenden Nut 54 der Verlängerung 42 eingelassenen Sprengring 53 abstützt (Fig.4). Der Federteller 52 ist ebenso wie der Federteller 24 für das Druckventil entsprechend Fig. 7 sternförmig ausgebildet und weist eine nabenförmige Verlängerung 55 auf, die die Abhebbegrenzung für den Saugventilschließkörper 50 bildet. Die Sitzfläche für den Saugventil/ schließkörper 50 bildet ein kragenförmiger Vorsprung 56 in der Aufnahmebohrung 67 der Verlängerung 42.

Durch die Anordnung der Saugventilelemente in der die Kippwinkelbegrenzung des Kolbens bildenden hülsenförmigen Verlängerung 42 wird das Totvolumen des Pumpenelementes auf ein Kleinstmaß reduziert und damit die Selbstansaugefähigkeit erhöht.

Die Zuführung des Arbeitsmittels zum Saugventil erfolgt über die Gewindebohrung 12 des Kolbenschuhes 11 sowie über die sich vom oberen zum unteren Totpunkt T1, T2 des Exzentrums E erstreckende Nut 58 der Lauffläche des Exzentrums E.

Dadurch, daß sich die Nut vom oberen zum unteren Totpunkt des Exzentrums erstreckt, kann diese gemeinsam mit der Gewindebohrung 12 des Kolbenfußes 11 gleichzeitig das Saugventil für das Pumpenelement bilden. Da hierbei im Bereich der Lauffläche 65 des Kolbenfußes (Fig. 5) auf der Exzenterlauffläche der Förderdruck des Pumpenelementes wirksam ist und damit infolge der großen Oberfläche der Lauffläche 65 des Kolbenfußes, dieser Pumpendruck den Kolbenfuß vom Exzenter abheben würde, wird zur Begrenzung dieser Abhebekraft entsprechend Figur 6 die druckwirksame Fläche der Lauffläche 58 des Kolbenfußes durch eine über eine Bohrung 60 im Kolbenfuß mit dem Pumpengehäuseraum R in Verbindung stehende umlaufende Nut 59 nach außen begrenzt. Dadurch ist der Pumpendruck nur noch im Flächenbereich 65a wirksam und bewirkt demgemäß auch nur eine entsprechend geringe Abhebekraft.

Der Flächenbereich 65a entspricht in etwa der Querschnittsfläche der Zylinderbohrung 15. Dadurch beträgt die im Flächenbereich 65a sich aufbauende Abhebekraft maximal der in Richtung des Exzentrums wirkenden Druckkraft im Zylinderraum 62, so daß die am Kolben bzw. Kolbenfuß auftretenden Druckkräfte in ihrer

Wirkrichtung ausgeglichen sind. Ein Abheben des Kolbenfußes vom Exzenter ist somit wirkungsvoll unterbunden.

Damit die Strömungsverluste während des Saug- und Druckhubes des Pumpenelementes möglichst klein zu halten sind, sind der Druchmesser der Axialbohrung 63 im Kolben 14 und der Durchmesser der Durchtrittsbohrung 18 des Druckventileinsatzes 17 in etwa gleich.

Damit für die Pumpenwelle W keine besonderen Lagerbuchsen im Gehäuse G und Gehäusedeckel D vorgesehen werden müssen, sind Gehäuse und Gehäusedeckel aus Lagerwerkstoff hergestellt.

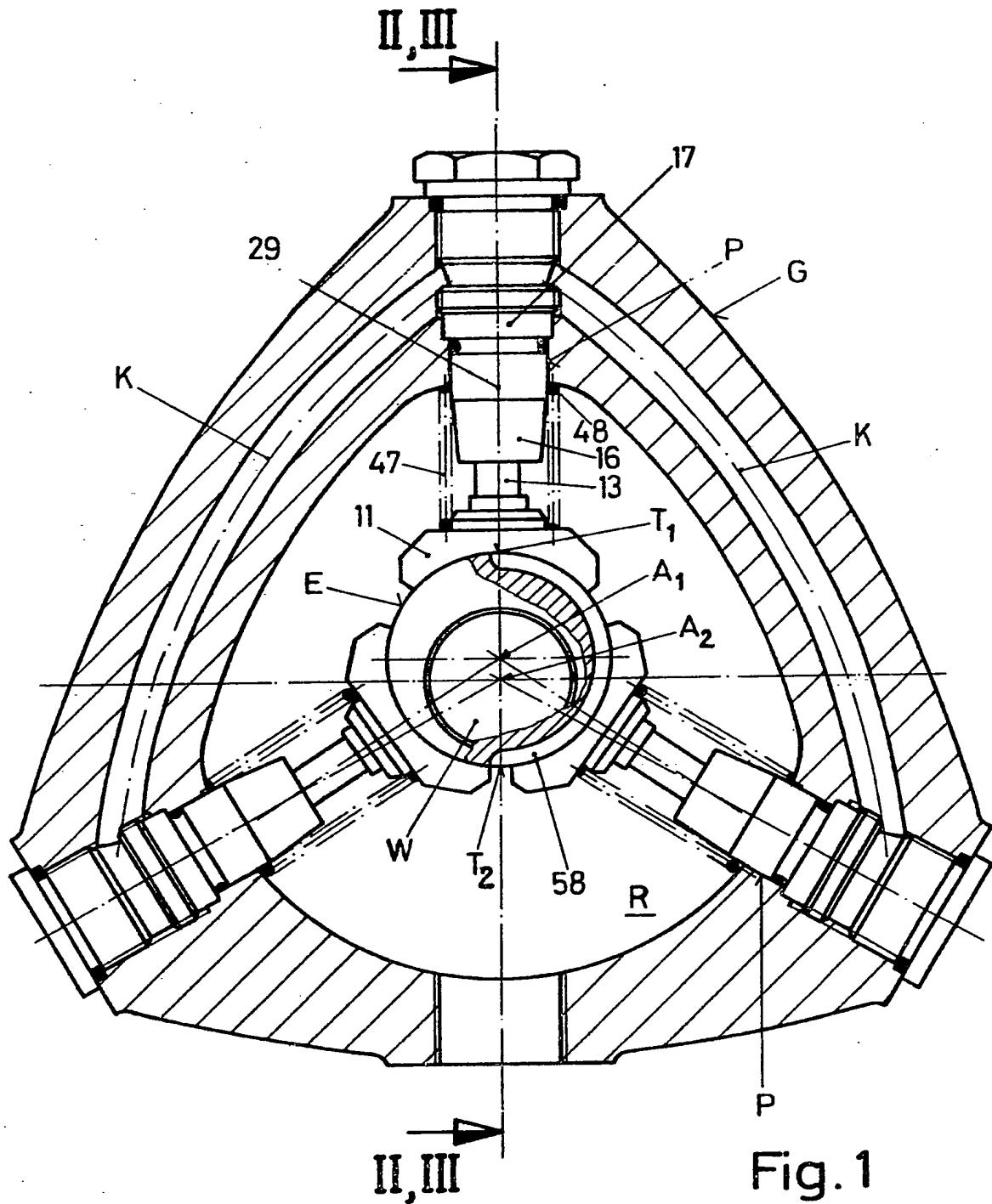


Fig. 1

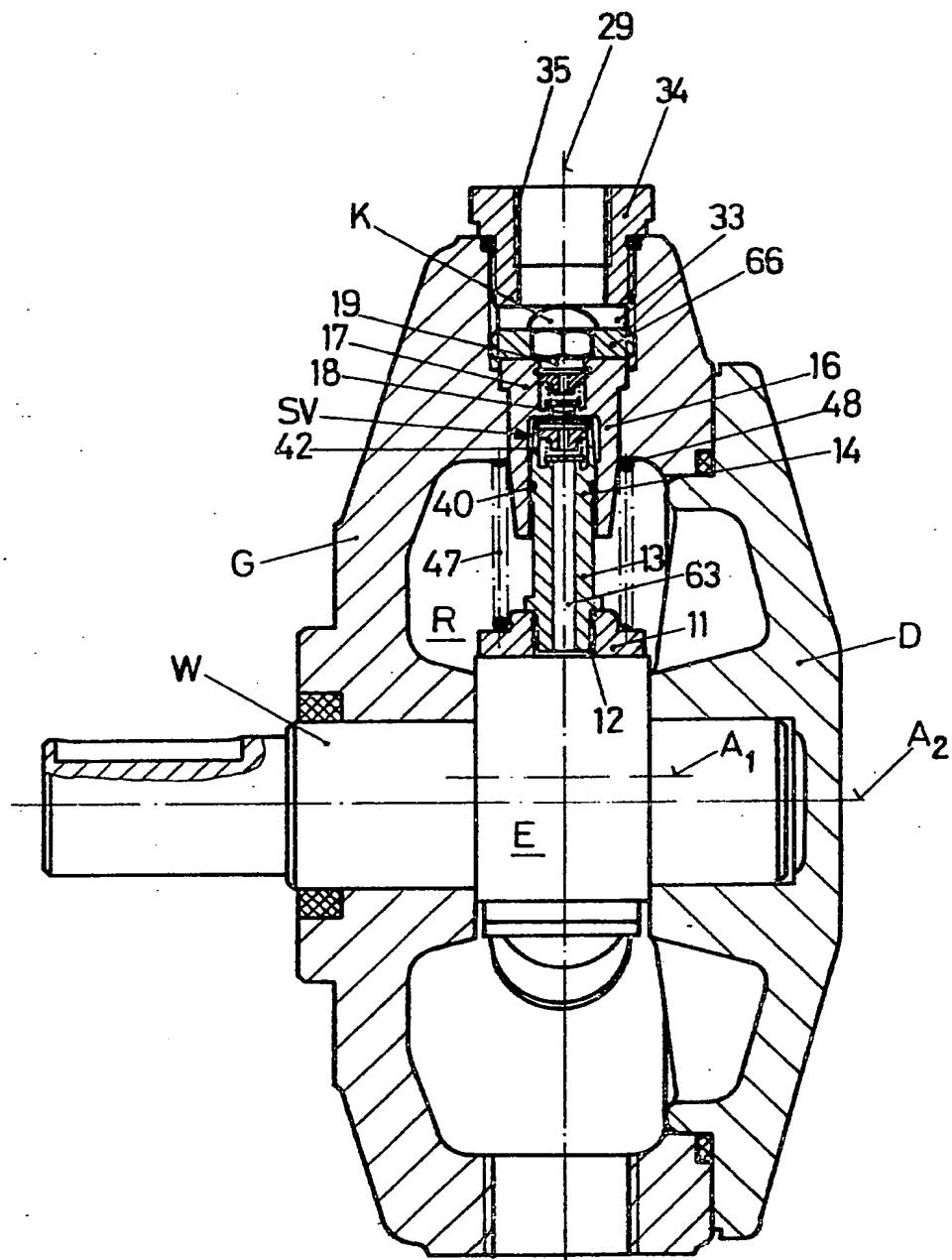


Fig. 2

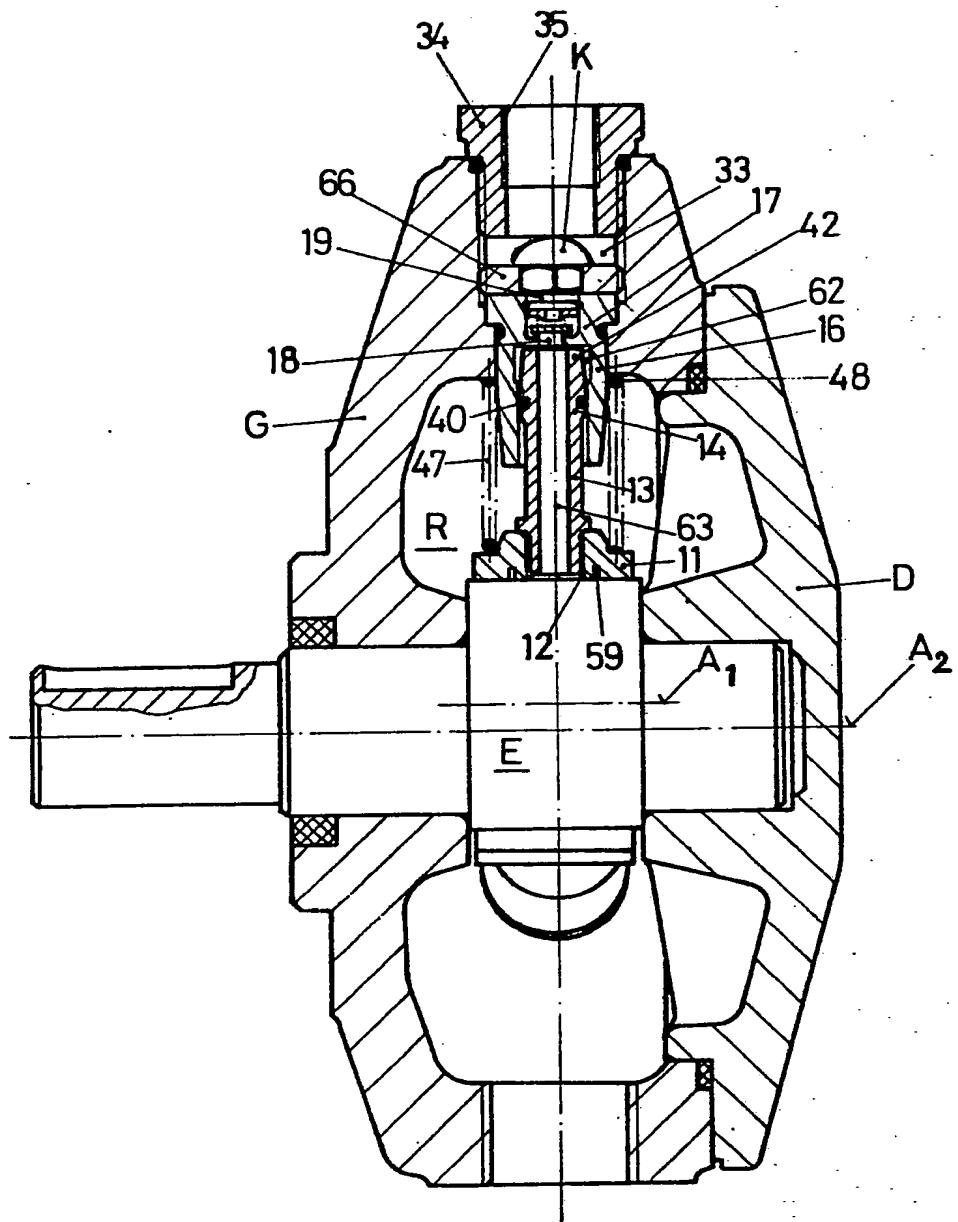


Fig. 3

17-10-67
- 13 -
3039197

Fig. 7

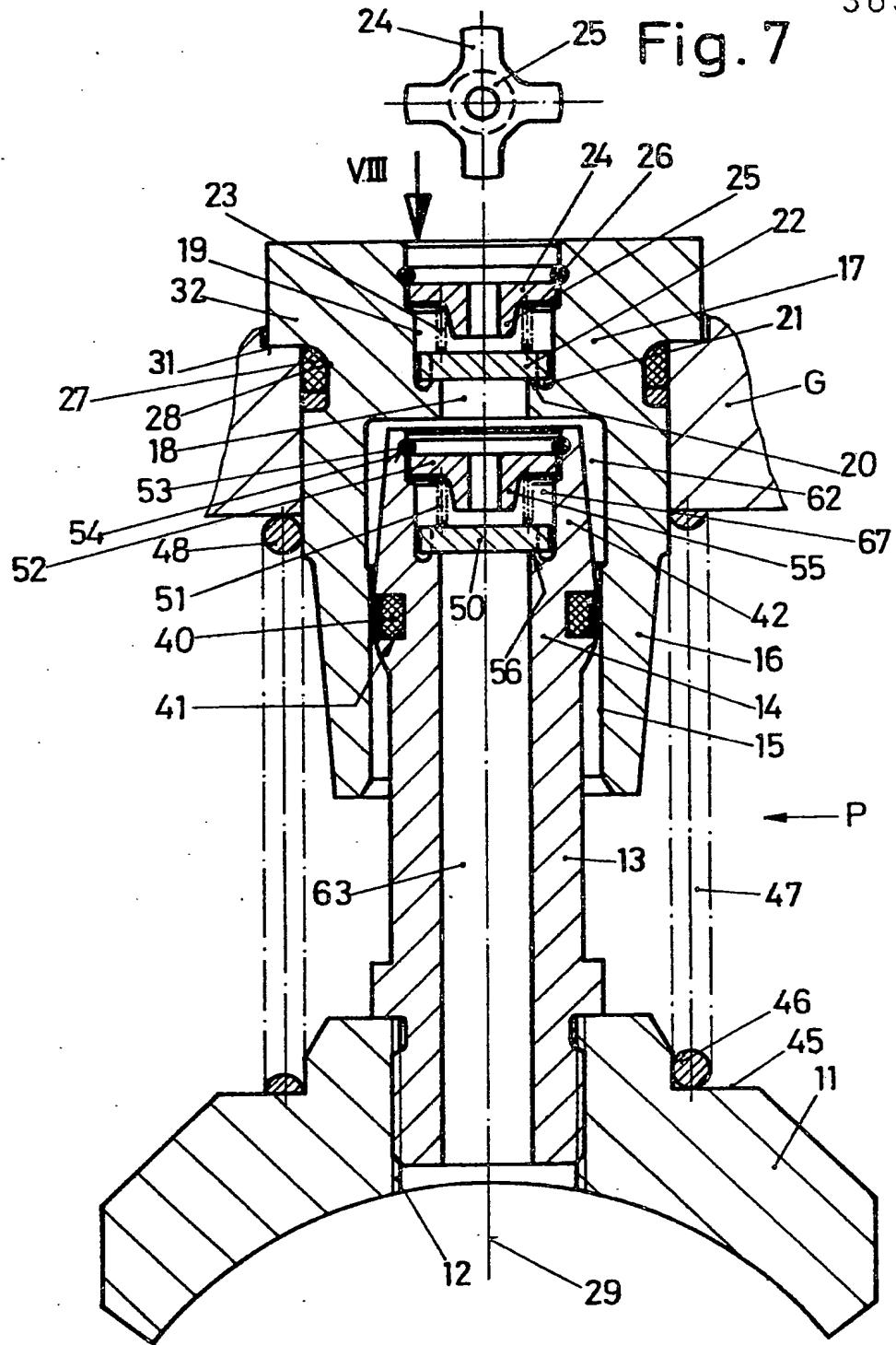


Fig. 4

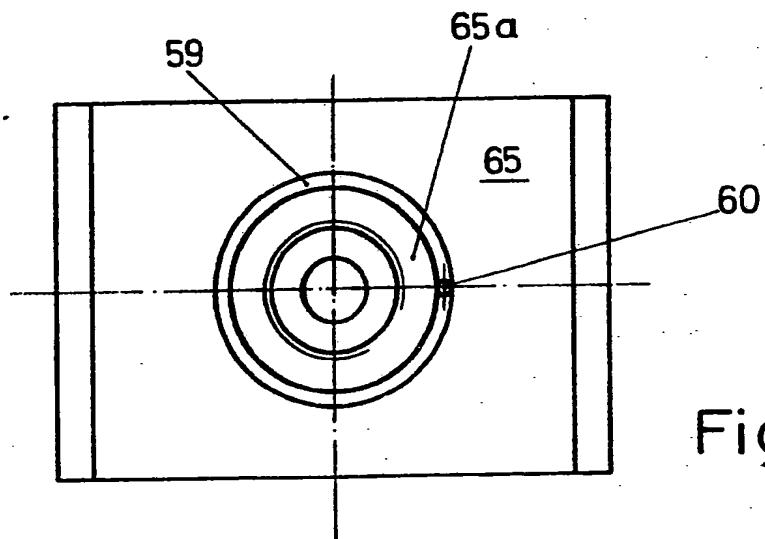


Fig. 6

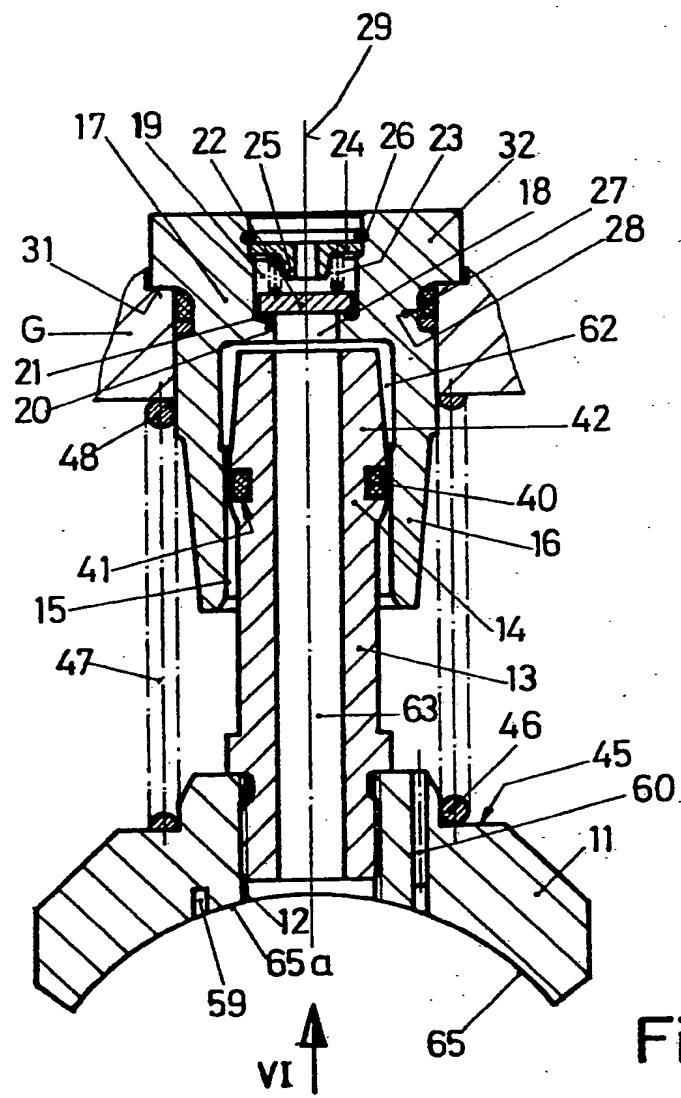


Fig. 5